

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

# **Návrh a pevnostní výpočet držáku blatníku u nákladního vozidla**

Design and Strenght Calculation of Truck Fender  
Bracket

Student:

Dominik Panáček

Osobní číslo:

PAN0101

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Kořínek

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra aplikované mechaniky

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Dominik Panáček**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma:

Návrh a pevnostní výpočet držáku blatníku nákladního vozidla  
Design and Strength Calculation of Truck Fender Bracket

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Provedte návrh a pevnostní výpočet držáku blatníku nákladního vozidla dle zadaných parametrů.
2. Provedte rešerši v oblasti únavové životnosti a metodik posuzování únavové životnosti.
3. Navrhněte metodiku a vytvořte nástroj (MS Excel nebo MathCad) pro posuzování svarů z hlediska únavy.
4. Vyhodnocení a závěr

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] KOLÁŘ, Vladimír, Viktor KANICKÝ a Ivan NĚMEC. *FEM Principy a praxe metody konečných prvků*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 1997, 401 s. ISBN 80-722-6021-9
- [2] HOSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. SNTL Praha 1971
- [3] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Ostrava 1988. ISBN 80-7078-572-2
- [4] HOSCHL, Cyril. *Únava materiálu při periodickém zatěžování*. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1981
- [5] KUČERA, Josef. *Stručný úvod do mechaniky lomu*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993. ISBN 80-7078-2188-0
- [6] Klestil, Míro a Petr LUKÁŠ. *Únava kovových materiálů při mechanickém namáhání*. Praha: academia, 1975

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Kořínek**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

  
doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2020



podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́доміі, że Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́доміі, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....18.5.2020

.....Panáček.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Dominik Panáček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Na Palouku 339/3

Ostrava – Lhotka 725 28

## Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této bakalářské práce dle požadavků čl. 26, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v bakalářských studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující firma:


PANAV a.s. Nádražní 212 - Senice na Hané

*(název a sídlo, případně IČO)*

Jméno a příjmení oprávněné osoby:

Ing. Jiří Huf

V Senici na Hané dne 15. května 2020.

  
.....  
**PANAV a.s.**  
Podpis oprávněné osoby  
Nádražní 212  
(případně razítko)  
**SENICE NA HANÉ**  
konstrukční rostroj 7

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PANÁČEK, D. Návrh a pevnostní výpočet držáku blatníku u nákladního vozidla. Ostrava, 2020. Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky. Vedoucí práce: Michal Kořínek.

Tato bakalářská práce se zabývá pevnostní kontrolou zadaného držáku blatníku pomocí metody konečných prvků. Na základě tohoto výpočtu jsou navrženy celkem čtyři nové typy držáků. Dále se práce zabývá tématem únavová životnost materiálu a metodikami posuzování únavové životnosti. Následně je navržen analytický výpočet svarů, který slouží ke kontrole svarů na únavu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Pevností analýza, držák blatníku, únavová životnost, svary, modální analýza

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PANÁČEK, D. *Design and Strenght Calculation of Truck Fender Bracket*. Ostrava, 2020. Bachelor thesis. VŠB – Technical University of Ostrava. Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2020, Thesis head: Michal Kořínek

This bachelor thesis deals with strenght calculation of a given fender bracket using the finite element method. Based on this calculation are designed four new types of a fender bracket. Next the thesis deals with the topic of fatigue life of a material and methods of assessing fatigue life. After that is created an analytical calculation of welds which is used to check the welds fatigue.

## KEY WORDS

Strength analysis, fender bracket, fatigue life, welds, modal analysis

**Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Michalu Kořínkovi, za jeho trpělivost, věnovaný čas, rady a umožnění dálkových konzultací formou hovorů, které umožnily vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat firmě PANA V a.s. za poskytnuté materiály potřebné k vypracování této práce.

## Obsah

<b>1</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>BLATNÍKY .....</b>	<b>10</b>
2.1	Účel použití blatníků .....	10
2.2	Základní rozdělení druhů blatníků .....	11
2.3	Přídavná ochrana blatníků.....	11
2.4	Držáky blatníků u nákladních vozidel.....	12
<b>3</b>	<b>ÚNAVA MATERIÁLU A METODIKY POSUZOVÁNÍ .....</b>	<b>13</b>
3.1	Iniciátory lomu.....	13
3.1.1	Šíření únavové trhliny .....	13
3.1.2	Konstrukční vruby.....	14
3.1.3	Způsoby zatěžování trhliny .....	16
3.2	Posuzování přípustnosti trhliny.....	17
3.2.1	Kritérium součinitele intenzity napětí .....	17
3.2.2	Sihovo kritérium.....	18
3.3	Živostnost součásti .....	19
3.4	Druhy cyklického zatěžování .....	22
3.5	Mez únavy.....	23
3.5.1	Mez únavy hladkých těles.....	24
3.5.2	Vliv jakosti povrchu součásti .....	24
3.5.3	Vliv velikosti součásti.....	25
3.5.4	Výpočet meze únavy u hladké součásti.....	26
3.6	Smyčkové diagramy.....	26
3.6.1	Haighův diagram .....	26
3.6.2	Smithův diagram .....	27
3.6.3	Gerber–Weyrauchův diagram .....	28
3.6.4	Aproximační přímky .....	29
3.7	Výpočet bezpečnosti u hladké součásti.....	30
3.8	Vliv vrubu na mez únavy součásti .....	30
3.9	Smyčkové diagramy pro součást s vrubem.....	32
3.10	Stanovení bezpečnosti při kombinovaném namáhání .....	33
<b>4</b>	<b>ANALYTICKÝ VÝPOČET SVARU DRŽÁKU.....</b>	<b>34</b>
<b>5</b>	<b>PEVNOSTNÍ VÝPOČET MKP .....</b>	<b>43</b>
5.1	Úvod do MKP .....	43
<b>6</b>	<b>VYHODNOCENÍ A DISKUZE.....</b>	<b>61</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>65</b>
<b>8</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA.....</b>	<b>66</b>



# 1 ÚVOD

Tato práce se bude věnovat pevnostní kontrole držáku blatníku od firmy PANAV, a.s. V některých případech dochází u zadaného držáku k poškození. Záměrem firmy je odstranit tento problém a získat držák, který odolá zatížení.

V první části práce bude krátký úvod k samotným blatníkům. Následovat bude řešerše na téma únavová životnost materiálu a přehled základních metodik, které se používají při jejím vyhodnocování. V druhé polovině první části se bude práce věnovat návrhu analytického výpočtu svaru na únavu. Následně na základě obecně rozebraných vzorců bude vytvořen nástroj v programu MS Excel 2020, pro kontrolní výpočet a návrh základních druhů svarů.

V druhé části bude provedena samotná pevnostní kontrola držáku blatníku. Následně na základě toho bude navrženo několik nových návrhů držáku blatníku. Ty by měly splňovat několik základních požadavků, jako jsou nízké výrobní náklady, co nejkratší doba výroby a možnost nastavení blatníku pro různé velikosti kol.

V závěru práce budou rozebrána určitá zjednodušení, která byla při výpočtu použita. Konečné zhodnocení nových návrhů bude provedeno na základě porovnání hodnot se starým návrhem.

## 2 BLATNÍKY

Blatníky jsou nezbytnou součástí většiny dopravních vozidel. Jedná se o panely, které jsou umístěny nad koly vozidel. U osobních automobilů jsou nejčastěji integrované přímo do karoserie vozu. Jejich účinnost není nijak snížena a jsou stále stejně efektivní jako blatníky, které nejsou integrované do karoserie. Pohledově nejpatrnější jsou blatníky u nákladních automobilů s velkou světlou výškou, které jsou uchyceny pomocí držáku. [9]

Materiály používané pro výrobu musí být houževnaté, silné a pružné. Nejčastěji se k výrobě využívá plast. Ten se využívá u lehkých vozidel, jako jsou osobní automobily, SUV, sportovní auta, aj. V dnešní době se ale plastové blatníky používají i u nákladních automobilů. U velkých vozidel, jako jsou nákladní automobily, autobusy, aj. se využívá flexibilní gumové ochrany. Výjimkou nejsou ani blatníky vyrobené z plechů, které se používají nejčastěji u nákladních vozidel. [9]



a)



b)

*Obr. 1 – a) celoblatník u nákladního vozidla b) integrovaný blatník do karoserie osobního vozidla [15,16]*

### 2.1 Účel použití blatníků

Účelem blatníku je, aby se do vozidla nedostával prach, úlomky nebo bláto z cest. Všechny nečistoty, které vlivem rotace kol odlétávají směrem k vozu blatník zachytí a odvede zpět na cestu. Tímto přispívají k bezpečnosti na pozemních komunikacích, protože odlétávající nečistoty od kol mohou potenciálně ohrožovat vozidla ostatních účastníků provozu. Blatníky umožňují ochranu vozů před: [9]

- Rezavěním – každé vozidlo je určitým způsobem chráněno proti korozi, ale kovový rám vozidla může přesto být korozí ovlivněn. Nadměrná vlhkost může způsobit rez na povrchu součásti nebo díry a podobná poškození. Například voda z cesty, která potenciálně ohrožuje citlivé vnitřní části vozidla, je blatníky odvedena zpět na cestu a tím pomáhá chránit vozidlo. [9]

- Koroze – na vozidle nejčastěji způsobuje korozi například bláto nebo jiné nečistoty. Nahromaděné nečistoty můžou postupně narušit strukturu kovu a způsobit poškození vozidla. [9]
- Akumulace prachu a úlomků – hromadění takových nečistot uvnitř karoserie vozidla může způsobit značné problémy s vozidlem zmíněné výše. Blatníky také pomáhají zachytit úlomky a jiné předměty z cesty a tím předcházet případným nákladným opravám vozidla. [9]

## 2.2 Základní rozdělení druhů blatníků

Blatníky pro nákladní vozidla se rozdělují na základě způsobů konstrukce:

- Tandemový blatník – jedná se o dlouhý blatník, který dokáže pokrýt více kol najednou.
- Celoblatník – tradiční provedení blatníku, který poskytuje pokrytí pro jedno kolo.
- Čtvrtblatník – nejčastěji se využívá u nákladních vozidel. Je levnější než ostatní druhy.
- Vícedílný blatník – umožňuje přizpůsobit velikost blatníku rozměrům daného kola



Obr. 2 – a) celoblatník b) Tandemový blatník c) Vícedílný blatník d) Čtvrtblatník [17,18]

## 2.3 Přídavná ochrana blatníků

Blatníky jsou navrženy tak, aby chránily vozidla a vydržely i za velmi drsných jízdních podmínek. Proto existuje ochrana, která pomáhá chránit a prodloužit životnost samotného blatníku. Nejčastěji se využívají ochranné folie PPF (Paint Protection Films).

Jedná se o tenkou plastovou folii, která se aplikuje v rovnoměrné vrstvě na blatník. Po instalaci PPF chrání blatník před létajícími úlomky od kol, nadměrnou vlhkostí, solí a dalšími faktory, které mohou snížit životnost blatníku. Díky odolnosti filmu proti prachu a vlhkosti se nečistoty na blatníku méně drží nebo přinejmenším usnadní údržbu blatníku. PPF folie se běžně používá i pro ochranu dalších částí automobilů, jako jsou například nárazníky, spoilery. Tento typ ochrany se nejčastěji využívá u osobních automobilů, u kterých chce vlastník vozu dosáhnout dlouhé životnosti a pěkného vzhledu. [9]

## **2.4 Držáky blatníků u nákladních vozidel**

Jak bylo uvedeno výše, blatníky u nákladních vozidel jsou nejčastěji uchyceny pomocí držáku. Tyto držáky mohou mít různé velikosti a tvary. Nejběžnější tvar držáku je trubka, která může být různě tvarovaná. Tyto držáky musí odolat dynamickému namáhání. To je závislé na tom, jak a kde nákladní vozidlo jede. Dynamické namáhání držáku může být způsobeno například zrychlováním nebo bržděním, dále nerovnostmi na vozovce, vibracemi od motoru apod. To vše má vliv na únavovou životnost držáků.

### 3 ÚNAVA MATERIÁLU A METODIKY POSUZOVÁNÍ

Úvod této kapitoly se bude věnovat lomům, jejich iniciátorům, druhům a posuzování přípustnosti velikosti trhlin. Trhliny úzce souvisí s únavou materiálu, protože v průběhu života součásti dochází ke vzniku a šíření trhlin. Ty nakonec způsobí poškození součásti. Dále bude rozebrána mez únavy materiálu u součástí s vrubem a bez vrubu. Budou popsány jednotlivé vlivy a jejich účinek na mez únavy a jakým způsobem se mez únavy určuje. Na závěr kapitoly bude rozebrána metodika určení bezpečnosti součásti vůči mezi únavy.

Únavovou životností materiálu je nutné se zabývat v případě, že součást je v čase proměnně namáhána (periodicky nebo neperiodicky). Na základě proměnného namáhání v čase se definuje tzv. cyklus. Jednotlivé cykly se pravidelně opakují a mají určitý začátek a konec (viz. Obr. 10). Definování jednoho cyklu může být v některých případech složité, protože může mít různé podoby. Například může být definován jako děj, který se opakuje vždy po určitém časovém úseku nebo po určitém počtu zatížení. Vlivem dynamického namáhání pak může dojít k lomu při napětí menším, než je mez kluzu materiálu  $R_e$ .

#### 3.1 Iniciátory lomu

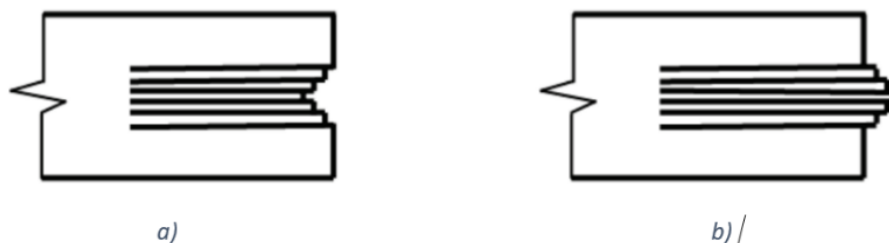
Iniciace lomu znamená vznik mikrotrhlin ve struktuře součásti. Trhliny nejčastěji vznikají v místech, kde dochází ke koncentraci napětí. U strojních součástí dochází k nárustu napětí nejčastěji v místech konstrukčních a strukturních vrubů. Jako konstrukční vruby se označují zápichy, závity, otvory, aj. Strukturní vruby jsou naopak různé nehomogenity ve vnitřní struktuře materiálu, která často nebývá stejnorodá. Za strukturní vrub lze považovat i svarové spoje. [1,2]

##### 3.1.1 Šíření únavové trhliny

Na začátku únavového lomu dochází k iniciaci trhliny, která se následně šíří skrz součást. Na základě toho lze životnost součásti rozdělit do čtyř fází:

- 1) Změna mechanických vlastností materiálu – v první fázi dochází vlivem zatěžování tělesa ve vhodně orientovaných mikroobjemech krystalické struktury ke koncentraci cyklické plastické deformace. V tomto místě dochází ke změně mechanických vlastností. To znamená, že dochází ke změkčování nebo zpevňování, dokud nedojde materiál do ustáleného stavu. Tímto dojde v okolí elastických deformací, že matrice budou mít odlišné mechanické vlastnosti. [1,3]
- 2) Iniciace a spojování trhlin – místa, kde dochází k iniciaci únavových trhlin se nazývají nukleační místa, která se dělí na tři druhy:

- Únavová skluzová pásma – nejčastěji se vyskytující nukleační místo. Jsou to oblasti v materiálu, kde dochází k deformaci vlivem smyku krystalografických rovin. V případě, že dojde ke skluzu v jedné rovině, tak se po určitém čase zpevní natolik, že k dalšímu skluzu dojde v sousední krystalografické rovině. Následně dochází ke vzniku extruze nebo intruze (viz Obr. 3). [1,3]



Obr. 3 – a) intruze b) extruze [1]

- Hranice mezi zrnny – ty mají za následek, že omezují spojitost deformací. Vyskytují se, když dochází k velkým amplitudám namáhání, které jsou podpořené vysokými teplotami. [1,3]
  - Rozhraní mezi matricí základního materiálu a nekovovými inkluzemi se nazývají vměstky. [3]
- 3) Šíření trhliny – makroskopické trhliny mají orientaci kolmou na směr hlavního napětí, které je největší. Chování této trhliny je závislé na velikosti plastické zóny nacházející se na čele trhliny. Tuto zónu můžeme rozdělit na část statickou a menší cyklickou zónu. Bylo dokázáno, že rozměr statické zóny je přibližně čtyřikrát větší než velikost plastické zóny. [1-3]
  - 4) Náhlý lom – jedná se o poslední fázi únavového poškození. Charakter lomu je závislý jak na teplotě, tak i na odolnosti lomu vůči křehkému lomu. Tento lom je charakteristický svými ostře ohraničenými lomovými plochami, které se dělí na dva druhy. První část plochy se vyznačuje lasturovitým vzhledem a jasně zřetelnými čarami (tzv. vrstevnice), které naznačují směr šíření lomu. Druhá část plochy je charakteristická hrubozrnnou strukturou, která vzniká během náhlého lomu. [1,3]

### 3.1.2 Konstrukční vruby

V místech konstrukčního vrubu dochází k lokálnímu zvýšení napětí a ke změnám stavu napjatosti součásti. Velikost maximálního napětí v místě vrubu se vyjadřuje pomocí teoretického součinitele koncentrace napětí  $\alpha_t$ . Ten je dán vztahem: [1]

$$\alpha_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (3.1)$$

kde:	$\sigma_{max}$	maximální napětí v místě vrubu	[ MPa ]
	$\sigma_n$	nominální napětí	[ MPa ]

Nominální napětí se určuje za předpokladu rovnoměrného rozložení napětí v místě nebezpečného průřezu. Pro teoretický součinitel napětí dále platí závislost dle rovnice:

$$\alpha_t = f\left(\frac{h}{\rho}\right) \quad (3.2)$$

kde:	$h$	hloubka vrubu	[ mm ]
	$\rho$	poloměr křivosti vrubu	[ mm ]

Teoretický součinitel napětí se dá pro jednodušší případy určit na základě matematické teorie pružnosti. Pro složitější případy se součinitel koncentrace napětí určuje na základě metody konečných prvků nebo pomocí experimentu fotoelasticimetrie. [1]

Jako příklad změny napjatosti se bude uvažovat deska s vrubem. V případě tenké desky se předpokládá stav rovinné napjatosti (RN) v místě kořenu vrubu viz Obr. 4. Z toho vyplývá, že napětí v axiálním směru je nulové. V případě tlusté desky se předpokládá stav rovinné deformace (RD) viz Obr. 4. To znamená, že axiální napětí  $\sigma_z$  se dá definovat na základě Hookova zákona: [1]

$$\varepsilon_z = 0 \rightarrow \sigma_z = \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_y) \quad (3.3)$$

kde:	$\mu$	Poissonovo číslo (pro ocel $\mu = 0,3$ )	[ - ]
	$\sigma_{x,y,z}$	napětí na kořeni vrubu	[ MPa ]

Jelikož vrub způsobuje zvýšení napjatosti, definujeme redukovaný součinitel koncentrace napětí, který se vypočítá dle rovnice: [1]

$$\alpha_{red} = \frac{\sigma_{red}}{\sigma_n} \quad (3.4)$$

kde:	$\sigma_{red}$	redukované napětí	[ MPa ]
------	----------------	-------------------	---------

V případě, že se jedná o vícesou napjatost, je nutné určit redukované napětí podle pevnostní hypotézy. V tomto případě se využije hypotézy HMM. Redukované napětí se pak vypočítá dle rovnice (3.5), za předpokladu, že napětí v kořeni vrubu  $\sigma_x, \sigma_y$  a  $\sigma_z$  jsou hlavní napětí. [1]

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2} \quad (3.5)$$

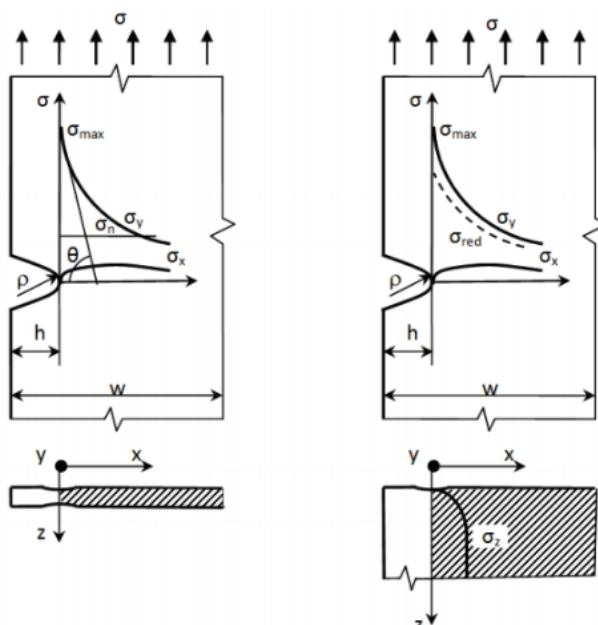
Pro případ RN platí pro kořen vrubu, že  $\sigma_x = \sigma_z = 0, \sigma_y = \sigma_{max} = \sigma_{red}$ .  
Potom platí vztah: [1]

$$\alpha_{red} = \alpha_t \quad (3.6)$$

Pro případ RD u tlusté desky platí pro kořen vrubu, že  $\sigma_y = \sigma_{max}$ , pak se dostane vztah pro redukovaný součinitel koncentrace napětí pro ocel ( $\mu = 0,3$ ) ve tvaru: [1]

$$\alpha_{red} = 0,89 \cdot \alpha_t \quad (3.7)$$

Následující obrázek vyobrazuje napětí u tenké a tlusté desky:

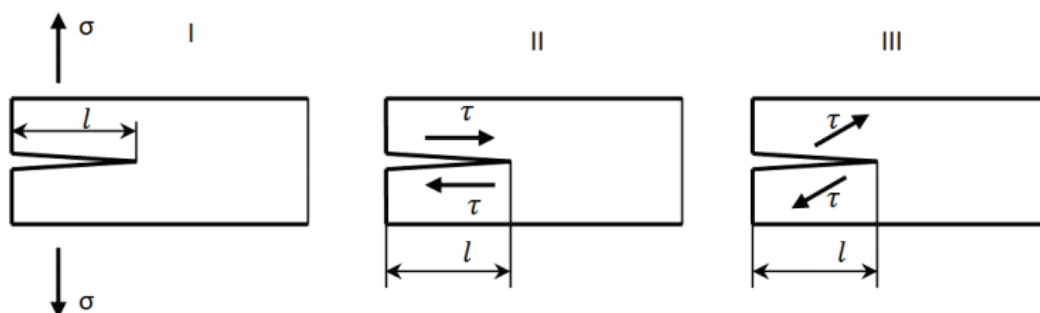


Obr. 4 – Rozložení napětí i desky s vrubem. Vlevo tenká deska, Vpravo tlustá deska [1]

### 3.1.3 Způsoby zatěžování trhliny

Trhlinu lze definovat jako vrub, jehož poloměr křivosti  $\rho$  se blíží nule. Tu je možno zatížit pěti základními druhy namáhání. Těmi jsou tah, tlak, ohyb, krut a smyk. Jelikož se nejčastěji vyskytuje kombinace těchto zatížení, rozlišují se proto tři základní způsoby namáhání trhlin (tzv. módy): [1]

- I. Normálový (tah, ohyb)
- II. Podélný smyk
- III. Příčný smyk



Obr. 5 – Základní druhy namáhání trhliny [1]



Pro popis ostrého konstrukčního vrubu se využívá tzv. faktor intenzity napětí, který se značí písmenem  $K$ . Souvislost mezi faktorem intenzity napětí a součinitelem koncentrace napětí se udává pro první zatěžovací mód dle Irwin-Neuberova vztahu [1]:

$$K_I = \lim_{\rho \rightarrow \infty} \frac{1}{2} \cdot \alpha_t \cdot \sigma_n \cdot \sqrt{\pi \cdot \rho} \quad (3.8)$$

Potom platí pro první zatěžovací mód:

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot l} \cdot Y_I \quad (3.9)$$

Pro druhý zatěžovací mód:

$$K_{II} = \tau \cdot \sqrt{\pi \cdot l} \cdot Y_{II} \quad (3.10)$$

A pro třetí zatěžovací mód:

$$K_{III} = \tau \cdot \sqrt{\pi \cdot l} \cdot Y_{III} \quad (3.11)$$

kde:  $Y$  funkce tvaru a způsobu zatížení trhliny [ - ]

### 3.2 Posuzování přípustnosti trhliny

Posuzování trhlín se provádí na základě lineární elastické lomové mechaniky (LELM), která se zabývá tělesem s trhlinou, které je vyrobeno z ideálního homogenního a izotropního materiálu a nachází se ve stavu rovinné deformace. Další podmínkou je velmi malá plastická zóna v porovnání s ostatními rozměry tělesa a trhliny. Malé plastické deformace je dosaženo v případě, že platí: [5]

$$\frac{\sigma}{R_e} < 0,3 \quad (3.12)$$

K posouzení přípustnosti trhlín se využívají tato kritéria: [1]

- Kritérium součinitele intenzity napětí (K-kritérium)
- Kritéria energetická

#### 3.2.1 Kritérium součinitele intenzity napětí

V kapitole 3.1.3 byl probrán výpočet faktoru intenzity napětí pro základní zatěžovací módy. Pro K-kritérium platí, že faktor intenzity napětí  $K$  musí být menší než kritická hodnota  $K_c$  (lomová houževnatost). V současné době jsou podrobněji vyšetřovány kritické hodnoty pro první mód zatěžování, pro které má K-kritérium podobu: [5]

$$K_I < K_{IC} \quad (3.13)$$

kde:  $K_{IC}$  lomová houževnatost [ MPa ·  $\sqrt{\text{m}}$  ]

Faktor intenzity napětí  $K_I$  se vypočítá dle rovnice (3.9). Lomová houževnatost  $K_{IC}$  se určuje na základě zkoušek. U vzorku musí být splněna podmínka rovinné deformace. Následně se zjišťuje, jaká je závislost rozevření vrubu  $v$  na zatěžující síle  $F$  až do lomu.

Postup a výpočty související se zkouškou popisuje norma ČSN 42 0347-74 [15].

Aby lomová houževnatost byla materiálovou konstantou, musí být splněna podmínka: [1]

$$B, l, (w - l) > 2,5 \cdot \left( \frac{K_{IC}}{R_e} \right)^2 \quad (3.14)$$

kde:	$B$	tloušťka vzorku	[ mm ]
	$l$	délka trhliny	[ mm ]
	$w$	šířka vzorku	[ mm ]

V praxi je ale výroba vzorků finančně náročná (vzorek s hlubokou trhlinou). Proto se využívají pro odhad lomové houževnatosti výsledky vrubové houževnatosti  $K_V$ , které se získávají ze zkoušky rázem v ohybu. Následně se lomová houževnatost vypočítá podle empirických vzorců: [1]

- Bornom, Rolfe:

$$K_{IC} = 0,0149 \cdot \sqrt{E} \cdot (KV)^{3/4} \quad (3.15)$$

- Sailors, Corten:

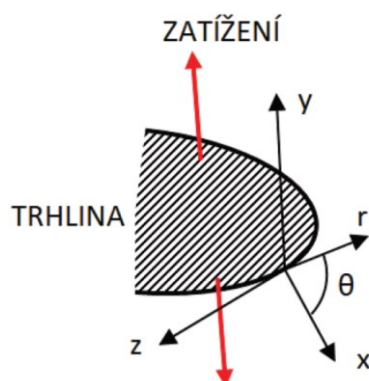
$$K_{IC} = 0,0321 \cdot \sqrt{E \cdot (KV)^{3/4}} \quad (3.16)$$

kde:	$E$	modul pružnosti v tahu	[ MPa ]
	$K_V$	vrubová houževnatost	[ J ]

### 3.2.2 Sihovo kritérium

Sihovo kritérium patří mezi energetická kritéria, které umožňuje určit směr šíření trhliny. Kritérium se využívá, pokud je těleso s trhlinou obecně zatíženo. Základem tohoto kritéria jsou hypotézy, které říkají: [1]

- Trhlina se šíří ve směru minimální hodnoty faktoru hustoty deformační energie  $S_{min}$ .
- Začátek šíření řídí kritická hodnota faktoru deformační energie  $S_c$ .



Obr. 6 – Obecně zatížená trhlina [1]

Faktor hustoty deformační energie  $S$  se vypočítá podle vztahu:

$$S = a_{11} \cdot k_1^2 + 2 \cdot a_{12} \cdot k_1 \cdot k_2 + a_{22} \cdot k_2^2 + a_{33} \cdot k_3^2 \quad (3.17)$$

kde:  $a_{ij}$  koeficient závislý na materiálu a úhlu  $\theta$  [ MPa<sup>-1</sup> ]

$k_{1,2,3}$  Sihův faktor intenzity napětí [ MPa · √m ]

Přípustnost trhliny se pak posuzuje podle podmínky:

$$S_{min} < S_c \quad (3.18)$$

kde:  $S_c$  kritická hodnota faktoru S [ MPa · m ]

Rozhodující směr s minimálním faktorem hustoty deformační energie  $S$ , je daný úhlem  $\theta$  a určuje se z následujících podmínek: [5]

- 1) Určuje se úhel  $\theta$ , při kterém se první derivace hustoty deformační energie podle úhlu rovná nule: [5]

$$\frac{\partial S}{\partial \theta} = 0 \quad (3.19)$$

- 2) Počítá se, kdy je druhá derivace větší než nula, což určuje minimum hustoty deformační energie: [5]

$$\frac{\partial^2 S}{\partial \theta^2} > 0 \quad (3.20)$$

### 3.3 Životnost součástí

Jak bylo řečeno na začátku kapitoly cyklus je opakující se děj, který má svůj začátek a konec. Životnost součásti se definuje na základě počtu cyklů do lomu  $N_f$ . Z hlediska únavového poškození se dělí životnost součástí do třech stádií. Do prvního stádia se řadí první dvě fáze zmíněné v kapitole 3.1.1 a ty lze shrnout do jednoho stádia, kdy se jedná o tzv. iniciaci únavové trhliny. Tuto fázi lze pokládat za ukončenou, pokud dojde ke vzniku trhliny pod povrchem, která má přibližně velikost deseti průměrů krystalického zrna. Ve druhém stádiu dochází k nukleaci a spojování mikrotrhlin na úrovni mikroobjemu materiálu. V posledním stádiu dochází k šíření únavové trhliny. Celkový počet cyklů  $N_f$  do lomu se pak určuje dle vztahu: [1,3]

$$N_f = N_i + N_L \quad (3.21)$$

kde:  $N_i$  počet cyklů do iniciace trhliny [ - ]

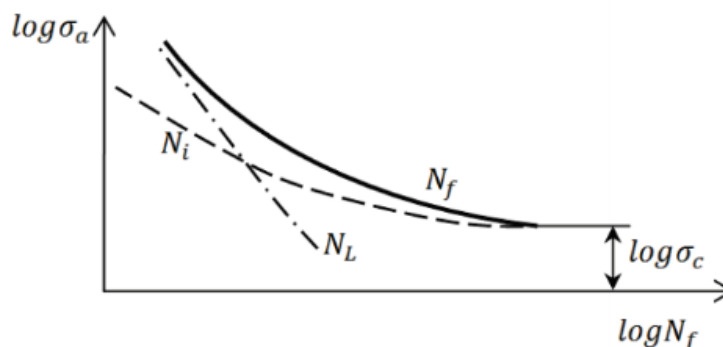
$N_L$  počet cyklů do rozšíření trhliny [ - ]

V případě vysokocyklové únavy je počet cyklů do iniciace trhliny  $N_i$  relativně velký, ale se zvyšující se amplitudou napětí se zmenšuje a začne převládat  $N_L$ . Počet cyklů do iniciace únavové trhliny pak určuje vztah dle Mansona pro martensitickou vytvrditelnou ocel: [2]

$$N_o = N_f - C \cdot N_f^{-c} \quad (3.22)$$

kde:  $C, c$  materiálové konstanty [ - ]

Obr. 7 zobrazuje závislost velikosti amplitudy napětí  $\sigma_a$  na počtu cyklů do lomu  $N_f$ .



Obr. 7 – Závislost amplitudy napětí na počtu cyklů do lomu [1]

V průběhu života součásti dochází během každého cyklu k růstu únavových trhlin. Rychlost šíření těchto trhlin se vyjadřuje jako  $\frac{dl}{dN}$ . Při konstantní amplitudě napětí je závislá na rozkmitu faktoru intenzity napětí  $\Delta K_I$  (respektive amplitudě  $K_a$ ), součiniteli nesymetrie cyklu  $R$  (viz.3.4), historii zatížení a vnějších faktorech, jako je například koroze nebo teplota. V případě, že se uvažuje pouze vliv faktoru intenzity napětí a nesymetrie cyklu na šíření únavových trhlin, tak na tomto základě definovali Paris a Erdogan vztah pro rychlost šíření trhliny: [1]

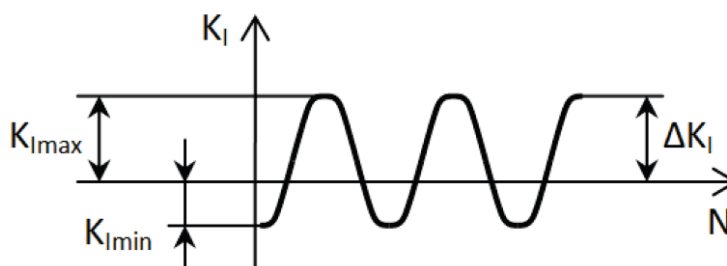
$$\frac{dl}{dN} = A \cdot (\Delta K_I)^m \quad (3.23)$$

kde:  $A, m$  materiálové konstanty [ - ]

Rozkmit napětí pro první zatěžovací mód se vypočítá podle vztahu: [2]

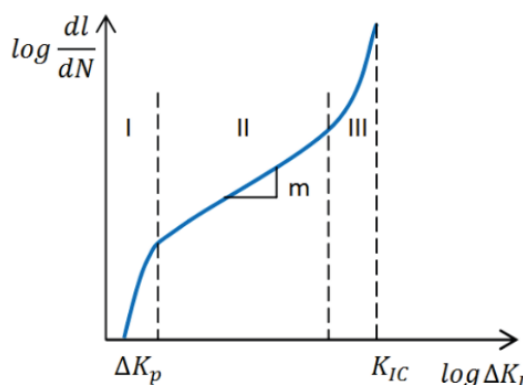
$$\Delta K_I = K_{max} - K_{min} = (\sigma_h - \sigma_d) \cdot \sqrt{\pi \cdot l} \cdot Y \quad (3.24)$$

Jelikož platí, že tah trhlínu rozevívá a při tlaku se naopak uzavírá. Z toho vychází důležitý poznatek, že při tlakové části cyklu je trhlína uzavírána. Proto se při výpočtu uvažuje rozkmit pouze tahové části cyklu faktoru intenzity napětí. [1]



Obr. 8 – Rozkmit faktoru intenzity napětí [1]

Obr. 9 zobrazuje závislost šíření únavových trhlin na rozkmitu faktoru intenzity napětí: [1]



Obr. 9 – Závislost šíření trhliny na rozkmitu faktoru intenzity napětí [1]

Křivka na Obr. 9 se dělí na tři oblasti: [1,2]

- I. tzv. Prahová oblast. V této oblasti lze vidět, že rychlost šíření únavové trhliny je velice malá.
- II. tzv. Střední oblast. Pro tuto oblast platí Paris-Erdoganův zákon.
- III. tzv. Nestabilní lom. Trhlina se rychle šíří až do doby, kdy dojde k lomu součásti.

Pokud se provede integrace rovnice (3.23):

$$N_{if} = \int_{l_o}^{l_{cr}} \frac{dl}{A \cdot (\Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot l} \cdot Y)^m} \quad (3.25)$$

kde:  $l_o$  počáteční délka trhliny [ mm ]

$l_{cr}$  kritická délka trhliny [ mm ]

Kritická délka trhliny  $l_{cr}$  se určí ze vztahu:

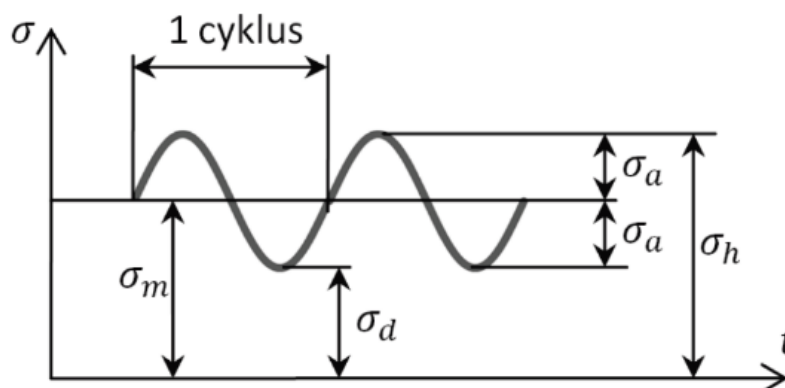
$$\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot l_{cr}} \cdot Y = \frac{K_{IC}}{k} \quad (3.26)$$

A následnou integrací rovnice (3.25) vyjde vztah pro určení potřebného počtu cyklů do lomu: [1]

$$N_{if} = \frac{l_{cr}^{1-m/2} - l_o^{1-m/2}}{A \cdot (\Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi} \cdot Y)^m \cdot (1 - m/2)} \quad (3.27)$$

### 3.4 Druhy cyklického zatěžování

V technické praxi se vyskytuje nejčastěji periodické nebo nahodilé namáhání. V tomto případě se uvažuje periodické namáhání součástí, které se nejčastěji nahrazuje průběhem funkce sinus. Na Obr. 10 jsou definovány všechny parametry, pomocí kterých se popisují jednotlivé periodicky proměnné namáhání. [ 1–3 ]



Obr. 10 – Harmonický průběh napětí [1]

kde:	$\sigma_h$	maximální (horní) napětí	[ MPa ]
	$\sigma_d$	minimální (dolní) napětí	[ MPa ]
	$\sigma_m$	střední napětí	[ MPa ]
	$\sigma_a$	amplituda napětí	[ MPa ]

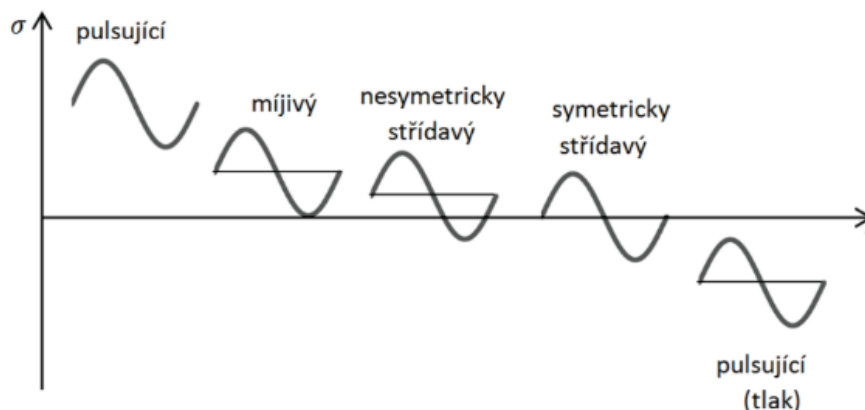
Na základě toho lze definovat tzv. součinitel nesymetrie cyklu  $R$ : [1]

$$R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad (3.28)$$

Pomocí součinitele nesymetrie cyklu je definováno několik typů cyklů namáhání, pro které je vždy charakteristický určitý rozptyl hodnot tohoto součinitele. Hodnoty součinitele nesymetrie cyklu pro nejčastější případy jsou: [1]

- symetrický cyklus –  $R = -1$
- míjivý cyklus –  $R = 0$

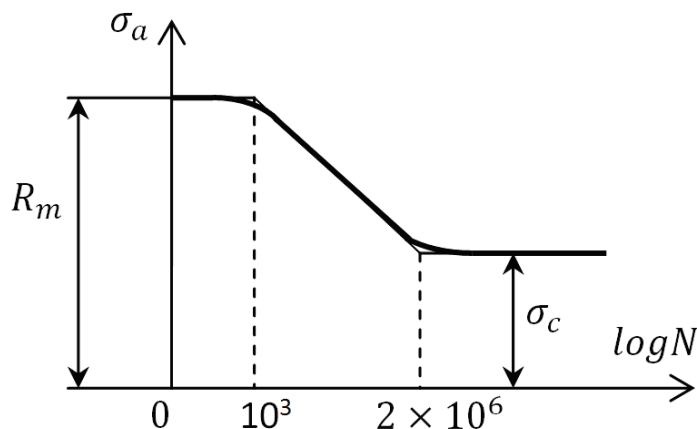
Ostatní druhy cyklů jsou popsány na následujícím obrázku:



Obr. 11 – Základní periodické zatěžovací cykly [1]

### 3.5 Mez únavy

V první polovině 20. století prováděl August Wöhler experimenty na železničních nápravách. Na základě výsledku experimentů definoval později tzv. Wöhlerovu křivku, která udává závislost počtu cyklů  $N$  na velikosti amplitudy napětí  $\sigma_a$  (Obr. 12). Z průběhu křivky lze vyčíst, že při stoupajícím počtu cyklů klesá amplituda napětí až do bodu, ve kterém přejde křivka do rovnoběžky s horizontální osou. Tento bod se nachází na tzv. smluvní hranici  $2 \cdot 10^6$  cyklů, která je označována jako mez únavy  $\sigma_c$ . Mez únavy lze definovat jako napětí, které nevede k lomu, ani při překonání smluvní hranice. [2]



Obr. 12 - Wöhlerova křivka [1]

Wöhlerova křivka se dělí na tři oblasti:

- Nízká životnost – tomu odpovídá oblast  $0 \div 10^3$  cyklů. Někdy se tato oblast nazývá jako tzv. kvazistatická oblast. Jedná se o oblast, kde nedochází k poruše vlivem únavy. Nejčastěji dochází k porušení vlivem statického namáhání už během prvních několika cyklů. [3]

- Nízkocyklová únava – oblast přibližně  $10^3 \div 2 \cdot 10^6$  cyklů a jedná se o oblast s tzv. časové pevnosti s omezenou životností. V tomto úseku lze sledovat, že klesá amplituda napětí. [1]
- Vysokocyklová únava – oblast od  $2 \cdot 10^6$  cyklů a dál. Jedná se o oblast, kde materiál vydrží neomezeně dlouho v případě, že materiál je ocel. Například hliník nemá konstantní mez únavy. [1]

### 3.5.1 Mez únavy hladkých těles

Hladké těleso je součást, na které se nenachází místa s koncentrací napětí (koncentrátory napětí viz kapitola 3.1). Hodnota meze únavy pro hladký vzorek  $\sigma_c^x$  je závislá na několika různých faktorech. Mezi nejvýznamnější faktory patří teplota, frekvence zatěžování, velikost součásti, kvalita povrchu součásti, druh zatěžovacího cyklu nebo stav napjatosti atd. Nejčastěji se mez únavy určuje pomocí experimentů. Z experimentů po statistické analýze vyplynulo, že existuje závislost meze únavy hladkého tělesa na mezi pevnosti  $R_m$ . Následující vzorce ukazují závislost meze únavy na mezi pevnosti, u které je 50% pravděpodobnost na porušení. Platí pro konstrukční oceli s  $R_m = (500 \div 1500)$  MPa: [2]

- Tah – Tlak

$$\sigma_c = 0,36 \cdot R_m + 13 \quad (3.29)$$

- Krut

$$\tau_c = 0,21 \cdot R_m + 49 \quad (3.30)$$

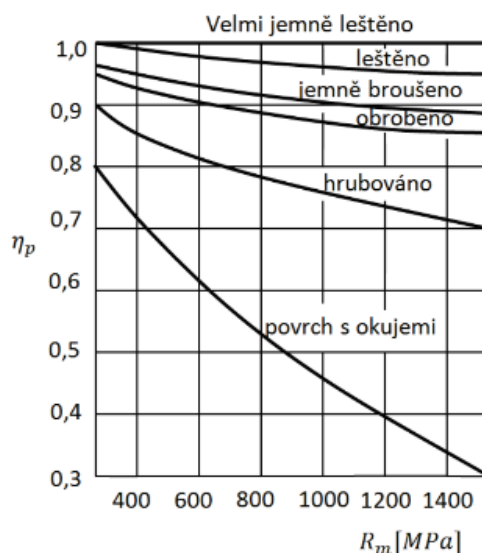
- Ohyb za rotace

$$\tau_c = 0,21 \cdot R_m + 49 \quad (3.31)$$

### 3.5.2 Vliv jakosti povrchu součásti

Výrobní operace používané při výrobě součásti mohou ovlivnit mez únavy třemi základními způsoby. Těmi jsou tvorba povrchových vrubů, vliv zpevnění tvářením za studena nebo oduhličením povrchu součásti a zavedením povrchových napětí I. druhu. Ve výpočtech se proto zahrnuje vliv součinitele jakosti povrchu  $\eta_p$ . Ten je určen jako podíl meze únavy součásti s daným povrchem ku mezi únavy součásti s leštěným povrchem. Na Obr. 13 je zobrazena závislost součinitele jakosti povrchu  $\eta_p$  na mezi pevnosti  $R_m$  podle metody opracování povrchu. [1]



Obr. 13 – Závislost  $\eta_p$ - $R_m$  [1]

### 3.5.3 Vliv velikosti součásti

Výsledky získané z experimentů ukázaly, že pro vzorky hladkých těles vyrobených ze stejného materiálu s rovnoměrnou strukturou a bez pnutí, je mez únavy závislá na tloušťce materiálu. V případě, že je součást namáhána tahem nebo tlakem (homogenní napjatost), tak se vliv velikosti součásti započítává do výpočtu součinitelem vlivu velikosti součásti  $v_p$ , pro který platí vztah dle Němce a Puchnera: [2]

$$v_p = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \ln \frac{D}{d}} \quad (3.32)$$

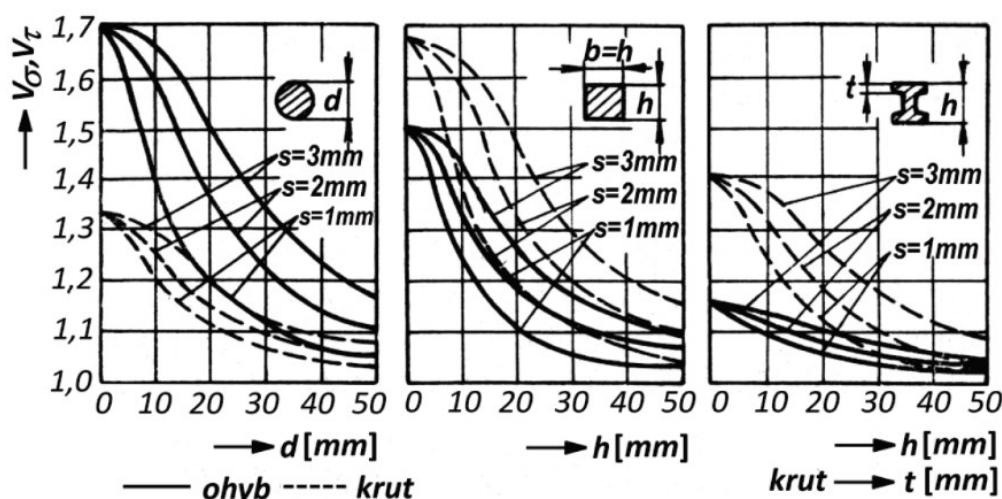
V případě namáhání tahem nebo tlakem jsou všechna vlákna součásti poškozována současně, což ale neplatí v případě, že je namáhána součást ohybem nebo krutem. V tomto případě je napětí rozloženo nerovnoměrně po průřezu a tomuto jevu říkáme tzv. gradient napětí. Jeho velikost se počítá dle vzorce: [1,2]

$$v_g = 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot c}{d}} \quad (3.33)$$

kde:  $c$  materiálová konstanta [-]

$D, d$  rozměr součásti [ mm ]

Pro určení součinitele gradientu napětí byly sestaveny tabulky pro různé průřezy součástí. [1,3]



Obr. 14 – Závislost součinitele gradientu napětí na rozměru součásti [1]

Z grafů vyplývá, že součinitel gradientu napětí je největší u součásti malých rozměrů. U rozměrů blíží se 50 mm a výše je prakticky zanedbatelný a blíží se hodnotě jedna. Celkový součinitel vlivu velikosti součásti  $v_\sigma$  se pak vyjadřuje: [3]

$$v_\sigma = v_p \cdot v_g \quad (3.34)$$

### 3.5.4 Výpočet meze únavy u hladké součásti

Výslednou mez únavy součásti s hladkým povrchem, který je zatížen tahem, tlakem nebo ohybem se určuje dle vztahu: [1]

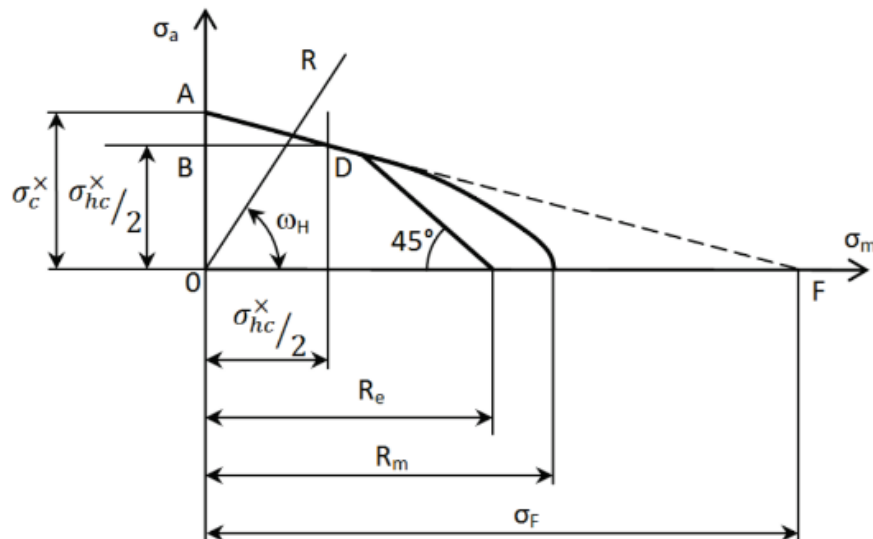
$$\sigma_c^x = \sigma_c \cdot v_\sigma \cdot \eta_p \quad (3.35)$$

## 3.6 Smyčkové diagramy

Většina strojních součástí je v praxi zatížena nesymetricky. Přítomné je statické zatížení, které způsobuje vznik středního napětí. Pomocí experimentů bylo zjištěno, že v případě zvětšení statické složky je nutné zajistit snížení amplitudy napětí, aby byla zachována životnost součásti. Pro posouzení vlivu středního napětí na mez únavy se používají tzv. smyčkové diagramy. [2]

### 3.6.1 Haighův diagram

Tento diagram vykresluje závislost amplitudy napětí na hodnotě středního napětí (viz Obr. 15). Mezní křivka, která je na obrázku tučně zvýrazněna, omezuje oblast, ve které je součást vyhovující. Mezní křivka začíná v bodě A, který je dán mezí únavy hladké součásti  $\sigma_c^x$ . Pokračuje až k bodu D, který je dán mezí únavy v mřížovém cyklu  $\sigma_{HC}^x$ . Křivka je pak omezena přímkou skloněnou pod úhlem 45°, která vznikne v případě, že se do grafu zanesou mez kluzu, protože se nepřipouští amplituda napětí větší, než je mez kluzu. [1,2]



Obr. 15 – Haighův diagram [1]

V případě, že mezní křivka pokračuje a neomezí se mezí kluzu, tak v bodě, kde protne horizontální osu, vznikne bod, který se nazývá jako tzv. fiktivní napětí  $\sigma_F$  a počítá se podle vztahu: [1]

$$\sigma_F = \frac{\sigma_c^x}{2 \cdot \frac{\sigma_c^x}{\sigma_{hc}^x} - 1} = \frac{\sigma_c}{\psi} \quad (3.36)$$

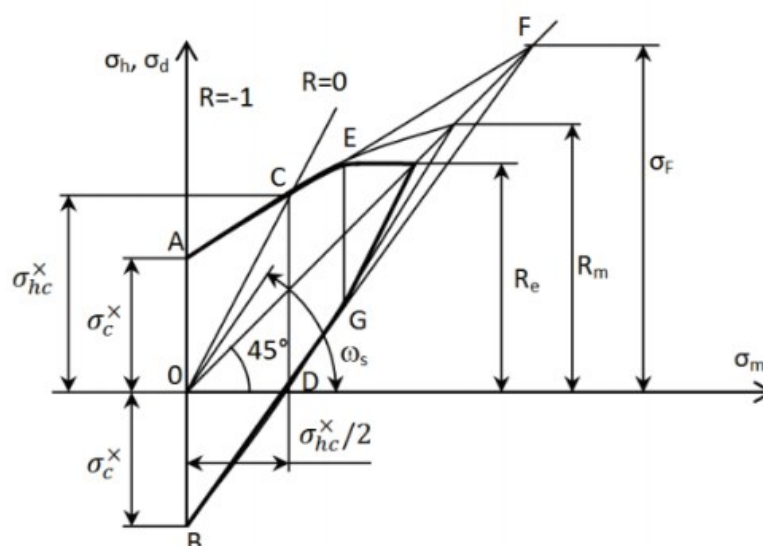
kde:  $\psi$  koeficient citlivosti k asymetrii cyklu [ - ]

Pokud se do diagramu zanesou bod daný souřadnicemi  $[\sigma_a; \sigma_m]$ , může se určit, jestli daná součást vyhovuje a nehrozí nebezpečí únavového lomu. Pokud se bod nachází pod mezní křivkou, tak součást vyhovuje. V případě, že zanesený bod se nachází nad mezní křivkou, hrozí poškození a součást je nevyhovující. Přímka daná úhlem  $\omega_H$  v bodě, kde protíná mezní křivku značí, jaká je maximální hodnota amplitudy napětí. Úhel této přímky se určí podle vztahu: [1,2]

$$\omega_H = \arctg \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \arctg \frac{1 - R}{1 + R} \quad (3.37)$$

### 3.6.2 Smithův diagram

Tento diagram vyjadřuje závislost horní složky napětí  $\sigma_h$  (dolní složky napětí  $\sigma_d$ ) na středním napětí  $\sigma_m$  (viz Obr. 16). Pracuje na stejném principu jako Haighův diagram. Mezní křivka opět začíná v bodě daným mezí únavy hladké součástí. Dále pokračuje přes mez únavy v míjivém cyklu  $\sigma_{HC}$ . Následně je omezena mezí kluzu. Hlavní rozdíl je v tom, že Smithův diagram má horní větev a dolní větev, které omezují vyhovující oblast. [2]



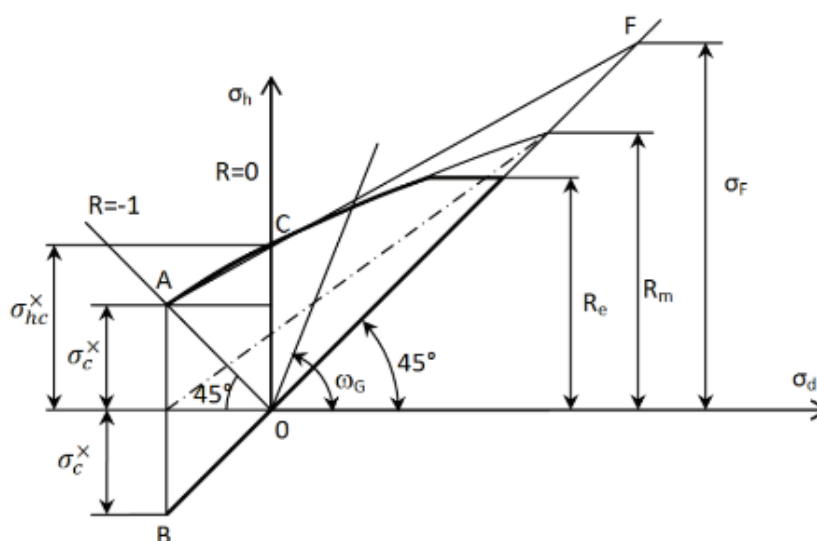
Obr. 16 – Smithův diagram [1]

Součást vyhovuje v případě, že bod, daný souřadnicemi  $[\sigma_h; \sigma_m]$  se nachází pod horní větví a zároveň je nad dolní větví Smithova diagramu. Úhel úsečky  $\omega_s$  se vypočte dle vztahu: [1]

$$\omega_s = \arctg \frac{\sigma_h}{\sigma_m} = \arctg \frac{2}{1 + R} \quad (3.38)$$

### 3.6.3 Gerber–Weyrauchův diagram

Diagram na první pohled připomíná Smithův diagram. Hlavní rozdíl je, že tento diagram udává závislost mezi horním a dolním napětím (viz Obr. 17). Počátek v tomto případě se posune do II. respektive do III. kvadrantu. Začátek je opět na hodnotě meze únavy hladké součásti. Horní větev pokračuje přes mez únavy v mívivém cyklu, která leží na vertikální ose. Nahoře mezní křivku omezuje mez kluzu. Dolní větev je tentokrát skloněna pod úhlem  $45^\circ$ . [2]



Obr. 17 – Gerber-Weyrauchův diagram [1]

Úhel přímky  $\omega_G$  se vypočítá dle vztahu: [2]

$$\omega_G = \arctg \frac{\sigma_h}{\sigma_d} = \arctg \frac{1}{R} \quad (3.39)$$

### 3.6.4 Aproximační přímky

Z důvodu, že pro vytvoření jednotlivých mezních křivek je nutné provést nákladné zkoušky, využívají se aproximační přímky. Ty přibližně nahrazují mezní křivky. Nejčastěji se využívají: [2]

- Modifikovaná Goodmanova přímka – vhodná, pokud je střední napětí v oblasti záporných předpětí ( $\sigma_m < 0$ ). Rovnice přímky: [2]

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_c^x} = 1 - \frac{\sigma_m}{R_m} \quad (3.40)$$

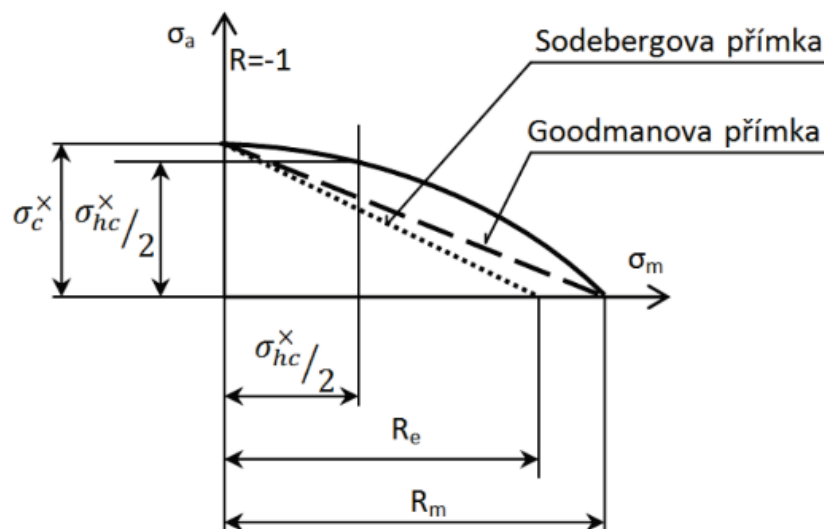
- Sodebergova přímka – využívá se v případě, že případná porucha součásti bude mít vážné následky. Rovnice přímky: [2]

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_c^x} = 1 - \frac{\sigma_m}{R_e} \quad (3.41)$$

- Gerberova parabola – umí dobře charakterizovat únavovou pevnost tvářených materiálů při tahovém předpětí. Její nevýhodou ale je, že v oblasti záporných předpětí ( $\sigma_m < 0$ ), nevede k růstu dovolených amplitud napětí v souladu s experimenty. Rovnice paraboly: [2]

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_c^x} = 1 - \left( \frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 \quad (3.42)$$

Jednotlivé aproximace jsou zobrazeny pomocí Haighova diagramu na Obr. 18.



Obr. 18 – Aproximační přímky [1]

### 3.7 Výpočet bezpečnosti u hladké součásti

Určení bezpečnosti součásti se bude demonstrovat pomocí Haighova diagramu. V Haighově diagramu (viz Obr. 19) se definuje bod P, který je dán velikostí amplitudy napětí  $\sigma_{aP}$  a středního napětí  $\sigma_{mP}$ . Tyto hodnoty se porovnávají s bodem Q, který je dán maximální amplitudou napětí  $\sigma_{aQ}$  a maximálním středním napětím  $\sigma_{mQ}$ . Na tomto základě jsou počítány dva druhy bezpečnosti. [1]

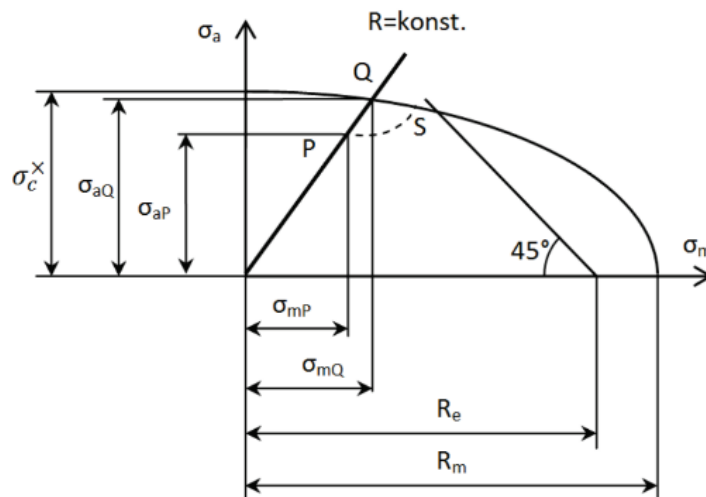
- Amplitudová bezpečnost:

$$k_a = \frac{\sigma_{aQ}}{\sigma_{aP}} \quad (3.43)$$

- Bezpečnost dle středního napětí:

$$k_m = \frac{\sigma_{mS}}{\sigma_{mP}} \quad (3.44)$$

Grafické znázornění určení bezpečnosti:



Obr. 19 -Haighův diagram, určení bezpečnosti [1]

### 3.8 Vliv vrubu na mez únavy součásti

Většina strojích součástí má koncentrátory napětí (viz kapitola 3.1), ve kterých se nejčastěji začínou iniciovat únavové trhliny. Vrubový účinek se vyjadřuje pomocí součinitele vrubu  $\beta$ , který se vypočítá: [1,2]

$$\beta = \frac{\sigma_c^x}{\sigma_c^*} \quad (3.45)$$

kde:  $\sigma_c^*$  mez únavy součásti s vrubem [ - ]

Pomocí součinitele vrubu, se určuje mez únavy součásti s vrubem na základě znalosti meze únavy hladkého tělesa dle rovnice (3.45). Součinitel vrubu se určuje dle experimentálně určených empirických vztahů, které jsou závislé na součiniteli koncentrace napětí, který se určuje většinou snadněji než součinitel vrubu. [1,2]

- Metoda dle Thuma a Buchmanna (nejstarší metoda)

$$q = \frac{\beta - 1}{\alpha_t - 1} \quad (3.46)$$

kde:  $q$  součinitel vrubové citlivosti [ - ]

Mezi součinitelem vrubu  $\beta$  a součinitelem koncentrace napětí  $\alpha_t$  platí  $\beta < \alpha_t$ . Potom z rovnice (3.46) vyplývá, že součinitel vrubové citlivosti nabývá hodnot v rozmezí  $0 \leq q \leq 1$ . [1]

- Metoda dle Petersna: [1]

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{\rho}} \quad (3.47)$$

kde:  $a$  materiálová konstanta [ mm ]

$\rho$  poloměr křivosti vrubu [ mm ]

Peterson pomocí experimentů určil, že materiálová konstanta  $a$  je závislá na mezi pevnosti  $R_m$ . Pro mez pevnosti  $R_m \in (345; 2070)$  MPa určil Peterson vztah: [1]

$$\log a = 2,654 \cdot 10^{-7} \cdot R_m^2 - 1,309 \cdot 10^{-3} \cdot R_m + 0,01103 \quad (3.48)$$

- Metoda dle Siebela a Stielera – jednoduchá metoda určení součinitele vrubu, která je založena na experimentálních výsledcích. [1]

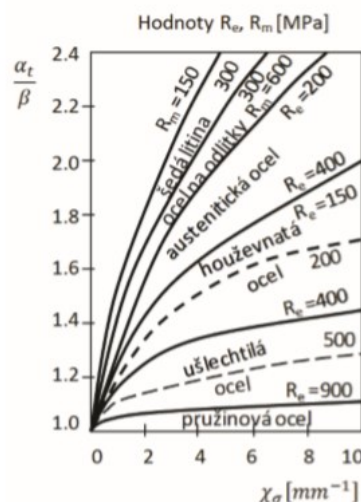
$$\frac{\alpha_t}{\beta} = 1 + \sqrt{c \cdot \chi_\sigma} \quad (3.49)$$

kde:  $\chi_\sigma$  poměrný gradient napětí [ mm<sup>-1</sup> ]

$c$  materiálová konstanta [ mm ]

Závislost gradientu napětí  $\chi_\sigma$  na poměru  $\frac{\alpha_t}{\beta}$  pro různé druhy materiálů, znázorňuje

Obr. 20:



Obr. 20 – Hodnoty poměrného gradientu napětí [1]

Poměrný gradient napětí je daný vztahem: [3]

$$\chi_{\sigma} = \frac{1}{\sigma_{max}} \cdot \left| \frac{d\sigma}{dx} \right| \quad (3.50)$$

Poměrný gradient napětí lze také určit pomocí tzv. bezrozměrného gradientu  $C_{\sigma}$ , který má tvar: [1]

$$C_{\sigma} = \chi_{\sigma} \cdot r \quad (3.51)$$

kde:  $r$  poloměr křivosti vrubu [ mm ]

Mez únavy u součásti s vrubem na základě součinitele vrubu se vypočítá: [2]

- Pro ohyb:

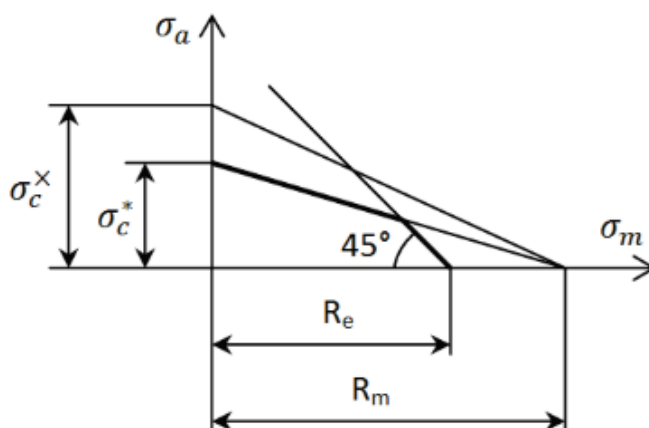
$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c \cdot v_{\sigma}}{\beta} \cdot \eta_p \quad (3.52)$$

- Pro krut:

$$\sigma_c^* = \frac{\tau_c \cdot v_{\sigma}}{\beta} \cdot \eta_{pk} \quad (3.53)$$

### 3.9 Smyčkové diagramy pro součást s vrubem

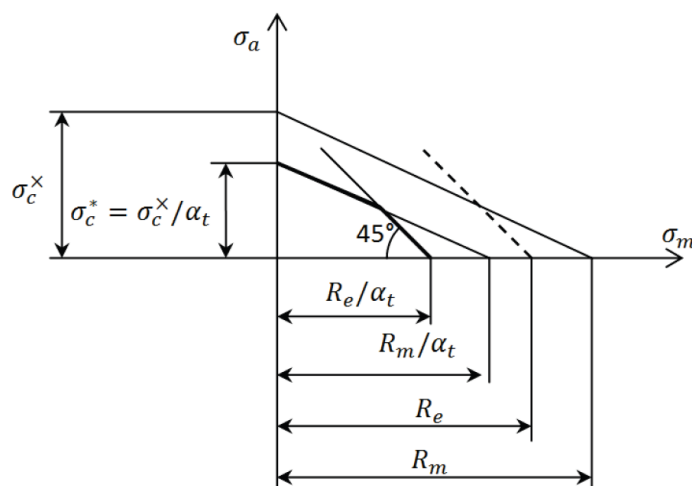
Vliv koncentrátoru napětí se u houževnatých materiálů projevuje pouze u velikosti amplitudy napětí. Složka středního napětí zůstává nezměněna. V tomto případě se nahradí mez únavy hladké součásti  $\sigma_c^x$  za mez únavy u součásti s vrubem  $\sigma_c^*$ . [2]



Obr. 21 – Haighův diagram pro součást s vrubem (houževnatý materiál) [1]

U součásti s vrubem, která je vyrobená z křehkého materiálu se musí uvažuje, že tentokrát vrub ovlivňuje i statické mechanické vlastnosti. V případě, že je požadována vyšší bezpečnost platí vztah, že  $\beta = \alpha_t$ , to se projeví poklesem meze pevnosti  $R_m$  a meze kluzu  $R_e$  dle Obr. 22. [3]





Obr. 22 – Haighův diagram pro součást s vrubem (křehký materiál) [1]

### 3.10 Stanovení bezpečnosti při kombinovaném namáhání

V případě, že je součást, kde maximální napětí od dílčích druhů namáhání působí ve stejném místě, definuje se redukované napětí podle některé z pevnostních hypotéz. Pro koeficient  $k$  platí v případě hypotézy HMM (Huber – von Mises – Hencky), že  $k = 3$  a v případě hypotézy dle Guesta je  $k = 4$ . [1]

$$\sigma_{red}^2 = \sigma_a^2 + k \cdot \tau_a^2 \quad (3.54)$$

Pokud se rovnice (3.54) dělí vztahem  $\sigma_c^2 = k \cdot \tau_c^2$  a uvažuje se, že  $\sigma_{red} = \sigma_c$  vyjde tvar: [1]

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_c}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_c}\right)^2 = 1 \quad (3.55)$$

V případě, že je namáhání složeno z ohybu a krutu, definuje se součinitel bezpečnosti: [1]

$$k_c = \frac{\sigma_c}{\sigma_{red}} \quad (3.56)$$

Dále se zavedou vztahy, že:  $k_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_a}$ ,  $k_\tau = \frac{\tau_c}{\tau_a}$ , pak se výsledná bezpečnost po dosazení a úpravě určí dle vztahu: [1]

$$k_c = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (3.57)$$

## 4 ANALYTICKÝ VÝPOČET SVARU DRŽÁKU

V této kapitole bude rozebrán postup kontroly svaru držáku blatníku dle metodik rozebraných v kapitole 3. Výpočet se bude zabývat kontrolou koutového svaru na únavu v místě mezi držákem a podložkou se závitem (viz výkresy). Nakonec bude na základě analytického výpočtu vytvořen v programu Excel výpočet pro rychlý návrh svaru.

Svařování je technologický proces, při kterém se vytváří nerozebíratelné spojení dvou a více součástí. Nejčastěji se používají polotovary jednoduchých tvarů, které se svařují do složitějších konstrukcí. Důležitou vlastností svařovaného materiálu musí být dobrá svařitelnost. Kvalita svaru závisí na spoustě vlivů. Mezi ně patří vhodně zvolený materiál, metoda svařování, druh a velikost svaru a další. [11]

Výhodou svarových spojů je jejich trvanlivost, velká pevnost a těsnost spoje. V případě automatizace se dá dosáhnout velké produktivity práce. Nevýhodou je potřeba kvalifikovaných pracovníků. Při svařování také dochází ke změně struktury v okolí svaru a tím se mění i mechanické vlastnosti svarového spoje. V materiálu vzniká vnitřní pnutí, a proto je v některých případech nutné použít vhodné tepelné zpracování. [11]

Existuje několik typů svaru, přičemž každý typ je vhodný pro specifické podmínky. Základní rozdělení svarů je na koutové a tupé. Koutové svary se nejčastěji používají v případě, že svařované součásti svírají pravý úhel. U tupých svarů je nutná úprava součástí do určitého tvaru. Tato úprava závisí na přesném typu svaru. Mezi nejběžněji používané patří svar lemový, svar I, svar V a další. [11]

V praxi existuje mnoho svařovacích metod. Jejich základní rozdělení je: [11]

- Svařování za působení tlaku – za studena, ultrazvukem
- Svařování za působení tepla – elektrickým oblouk, laserem, plamenem
- Svařování za působení tepla a tlaku – elektrický odpor, indukční, třením

*Zbýlá část kapitoly “ANALYTICKÝ VÝPOČET SVARU DRŽÁKU” není určena ke zveřejnění. Celá kapitola je součástí technické zprávy, na stranách 34–42 [19].*



















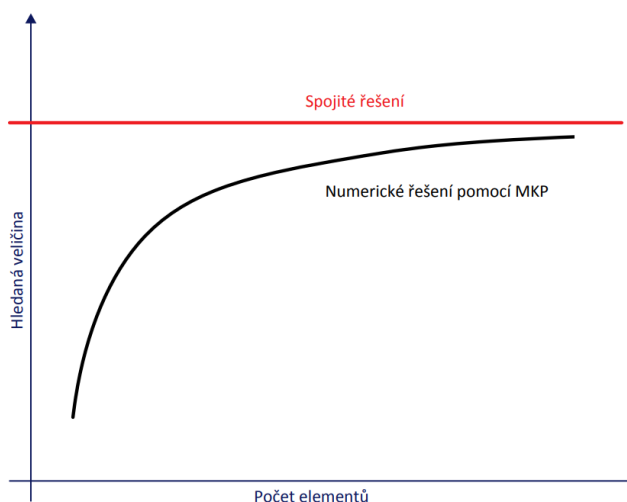
## 5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET MKP

### 5.1 Úvod do MKP

MKP neboli metoda konečných prvků je numerická metoda, kterou lze použít pro řešení mnoha fyzikálních problémů. Jednotlivé kroky, podle kterých se postupuje, jsou nezávislé na řešeném problému. Tyto kroky lze rozdělit následovně: [12]

- Oblast se “rozbije” na relativně samostatné podoblasti. Tyto podoblasti jsou nazývány jako tzv. prvky, popřípadě elementy.
- Analýza chování elementu a sestavení matematických rovnic popisující chování daného elementu.
- Sestavení rovnic pro celou soustavu.
- Aplikace okrajových podmínek (zavedení sil, uchycení součástí, apod).
- Řešení systému rovnic soustavy se zavedenými okrajovými podmínkami. Řešením se získají tzv. primární proměnné (v případě deformační varianty MKP se jedná o posuvy).
- Výpočet tzv. sekundárních veličin (deformace nebo napětí).

Existují dva postupy řešení. V případě, že se využije matematická analýza, jako je například diferenciální nebo integrální počet, získáme obecnou závislost mezi vstupními a výstupními veličinami. V tomto případě se jedná o analytické řešení. Numerickým řešením, na kterém je MKP založeno, se získá přibližné řešení. Při tomto řešení se převádí problém hledání spojitých funkcí na hledání konečného počtu neznámých, pomocí kterých se hledané funkce přibližně aproximují. Platí, že přibližné řešení musí konvergovat ke spojitému řešení. To znamená, že pokud se bude zhušťovat konečno-prvková síť, měl by výsledek v každém kroku mít menší změnu oproti předchozímu. [12]



Obr. 23 – Konvergence [12]

Tvar, velikost a počet použitých elementů a uzlů musí být zvolen s ohledem na co nejlepší pokrytí řešené součásti a zároveň dosažení co nejkratšího výpočetního času. Prvky lze rozdělit podle několika hledisek: [12]

- Dvoudimenzionální – trojúhelník, čtverec
- Trojdimenzionální – čtyřstěn, pětistěn, šestistěn
- Nula-dimenzionální – například osamělá hmota definována pouze bodem

Dále se mohou definovat tyto typy prvků: [12]

- Tyčové elementy – přenáší pouze osovou sílu. V tyči tedy vzniká pouze buď tah nebo tlak. Nejčastěji se používají pro modelování prutových konstrukcí
- Nosníkové elementy – vhodná pro modelování liniových těles, která jsou namáhána ohybem. Kromě ohybu umožňují přenášet také krut a tah/tlak.
- Kontinuální elementy – Typická je pro ně shoda dimenzionality úlohy a dimenzionality elementu. Mají různou formulaci (rovinná napjatost, rovinná deformace).
- Skořepinové prvky – Používají se pro diskretizaci plošných těles. Přenášejí jak síly, tak momenty. Uzlové parametry jsou posuvy a natočení.

*Zbylá část kapitoly “PEVNOSTNÍ VÝPOČET MKP“ není určena ke zveřejnění. Celá kapitola je součástí technické zprávy, na stranách 43–60 [19].*





































## 6 VYHODNOCENÍ A DISKUZE

V této kapitole se probírají použité postupy a zjednodušení, které v této práci byly použity. Dále jsou v této kapitole vyhodnoceny výsledky výpočtu v MKP.

*Tato kapitola “VYHODNOCENÍ A DISKUZE“ není určena ke zveřejnění. Zbylá část této kapitoly je součástí technické zprávy, na stranách 61–64 [19].*









## 7 ZÁVĚR

V této bakalářské práci bylo úkolem provést pevnostní kontrolu a návrh nového držáku blatníku dle zadaných parametrů. Dále bylo cílem navrhnout analytický výpočet pro kontrolu svaru na únavu.

V první části byly obecně rozebrány blatníky. Následovala řešerše na téma únava materiálu. Dále byl rozebrán analytický výpočet svarů a možnosti určení bezpečnosti vůči únavě. Na základě teorie byl následně vytvořen v programu MS Excel 2020 kontrolní výpočet pro návrh svaru.

*Zbylá část kapitoly “ZÁVĚR” není určena ke zveřejnění. Celá kapitola je součástí technické zprávy, na straně 65 [19].*

## 8 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] FUSEK, Martin a Ludmila ADÁMKOVÁ. *Únava materiálu* [online]. Ostrava, 2013 [cit.2020-05-03]. Dostupné z: [http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY\\_01\\_011/%C3%A1nava%20materi%C3%A1lu.pdf](http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_011/%C3%A1nava%20materi%C3%A1lu.pdf)
- [2] KUČERA, Josef. *Stručný úvod do mechaniky lomu II. část: Únava materiálu*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1994. ISBN 80-707-8244-7.
- [3] HOSCHL, Cyril. *Únava materiálu při periodickém zatížení*. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1981.
- [4] KLESNIL, Mirko a Petr LUKÁŠ. *Únava kovových materiálu při mechanickém namáhání*. Praha: academia, 1975.
- [5] KUČERA, Josef. *Stručný úvod do mechaniky lomu I. část*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1997. ISBN 80-7078-218-8.
- [6] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-722-5018-3.
- [7] BLŠTÁK, Adam. *Analýza hustoty sněhu v horských povodích v Krušných horách a na Šumavě* [online]. Praha, 2015 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://dspace.cuni.cz/handle/20.500.11956/77015>. Bakalářská práce. Univerzita Karlova, Přírodovědecká fakulta. Vedoucí práce Michal Jeníček.
- [8] Meze únavy svarových spojů. *Autodesk Inventor Návod* [online]. San Rafael, Kalifornie: Autodesk, ©2020 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2016/CSY/?guid=GUID-C3B39381-8E37-4288-B0E7-C6844E0D2A44>
- [9] Mudguards. Automotiveshield [online]. ©2018 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://automotiveshield.com/glossary/mudguards/>
- [10] Interní dokumenty firmy PANA V a.s
- [11] Svařování [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/STT/SVA%C5%98OV%C3%81N%C3%8D-UT.pdf>
- [12] FUSEK, Martin a Jaroslav ROJÍČEK. *Metoda konečných prvků I* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: [http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY\\_01\\_010/METODA%20KONE%C4%8C N%C3%9DCH%20PRVK%C5%AE%20I.pdf](http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_010/METODA%20KONE%C4%8C N%C3%9DCH%20PRVK%C5%AE%20I.pdf)

- [13] Konvergence a odhad chyby řešení u MKP. In: *Katedra textilních a jednoúčelových strojů* [online]. 2015 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: [http://www.kts.tul.cz/content/files/podklady/Konvergence\\_a\\_odhad\\_chyby.pdf](http://www.kts.tul.cz/content/files/podklady/Konvergence_a_odhad_chyby.pdf)
- [14] VLK, Miloš a Zdeněk FLORIAN. *Mezní stavy a spolehlivost* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2007 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf>
- [15] Kit de guardabarros. In: *Mundocaucho* [online]. [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: <https://www.mundocaucho.com/kits-de-rueda/73-kit-de-guardabarros-650x1160x570-y-faldon.html>
- [16] Rozšiřovací lemy blatníků. In: *Nastavby-pickup* [online]. [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: [16] <https://www.nastavby-pickup.cz/doplňky/nadstavbove-lemy-blatniku/>
- [17] Mudguards. In: *Parlok* [online]. [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: <https://www.parlok.fi/products/supra-anti-spray/>
- [18] BLATNÍK PLASTOVÝ TANDEM PRO PŘÍVĚS. In: *Parlok* [online]. [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: <https://unitrailer.cz/product-cze-167-Blatnik-plastovy-tandem-pro-prives-kola-14-Knott.html>
- [19] PANÁČEK, D. Návrh a pevnostní výpočet držáku blatníku nákladního vozidla. Ostrava, 2020. Technická zpráva. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Katedra aplikované mechaniky. Vedoucí práce: Michal Kořínek.